

01 P 02297



①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENT- UND
MARKENAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 199 01 057 A 1**

⑤1 Int. Cl. 7:
F 02 M 61/16

B3

②1 Aktenzeichen: 199 01 057.9
②2 Anmeldetag: 14. 1. 1999
④3 Offenlegungstag: 27. 7. 2000

DE 199 01 057 A 1

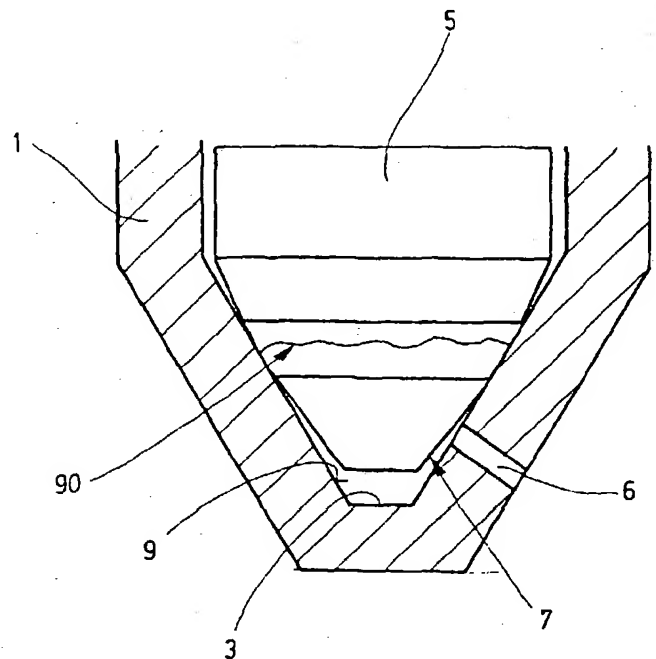
⑦1 Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

⑦2 Erfinder:
Buehler, Christoph, 71229 Leonberg, DE

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

⑤4 Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen

⑤7 Ein Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen mit einem in einer Bohrung eines Ventilkörpers axial verschiebbaren Ventilglied, das an seinem dem Brennraum der Brennkraftmaschine zugewandten Ende eine konische Ventildichtfläche aufweist, mit der es mit einer konischen Ventilsitzfläche am brennraumseitigen geschlossenen Ende der Bohrung des Ventilkörpers zusammenwirkt, wobei die konische Ventildichtfläche am Ventilglied in zwei unterschiedliche Kegelwinkel aufweisende Bereiche geteilt ist, an deren Übergang ein von einer stromaufwärtsseitigen und einer stromabwärtsseitigen Ventildichtkante begrenzter Übergangsbereich gebildet ist, wobei die Differenz der Kegelwinkel des Übergangsbereichs und der Ventilsitzfläche kleiner ist als die Differenz der Kegelwinkel des stromabwärtsseitigen Bereichs und der Ventilsitzfläche (inverse Sitzwinkeldifferenz), ist dadurch gekennzeichnet, daß sich an den Übergangsbereich stromaufwärts eine in dem Ventilglied ausgebildete radiale Ausnehmung anschließt, die von der stromaufwärtsseitigen Dichtkante des Übergangsbereichs und von einer zu dem Ventilkörper ausgebildeten Kante begrenzt ist.



DE 199 01 057 A 1

Stand der Technik

Die Erfindung betrifft ein Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen nach der Gattung des Patentanspruchs 1. Derartige Kraftstoffeinspritzventile sind beispielsweise aus der DE 195 47 423 A1 sowie der DE 196 34 133 A1 bekannt.

Bei derartigen Kraftstoffeinspritzventilen ist ein kolbenförmiges Ventilglied axial verschiebbar in einer Bohrung eines Ventilkörpers geführt. Das Ventilglied weist dabei an seinem brennraumseitigen Ende eine konische Ventildichtfläche auf, mit der es mit einer konischen Ventilsitzfläche am Ventilkörper zusammenwirkt, die am nach innen kragenden Ende der geschlossenen Ventilbohrung gebildet ist. Die Ventildichtfläche am Ventilglied ist in mehrere, vorzugsweise zwei Bereiche mit unterschiedlichen Kegelwinkeln unterteilt, wobei ein Übergangsbereich zwischen den beiden Ventildichtflächenbereichen vorgesehen ist, der von einer stromabwärtsseitigen und einer stromaufwärtsseitigen Ventildichtkante begrenzt wird.

Aufgrund der hohen Ventilschließkräfte, die besonders bei diesen Kraftstoffeinspritzventilen der "Lochdüsen-Bauart" auftreten, tritt insbesondere bei sehr geringen Hüben des Ventilglieds oder beim Vorhub bei zwei Federhaltern ein unsymmetrisches Strahlbild auf, das zur Erhöhung der Enission der Brennkraftmaschine führt. Das Ventilglied gleicht sich dabei elastisch unter der Ventilschließkraft an den Düsenkörper an. Der dabei entstehende hydraulisch wirksame Sitzdurchmesser ist in diesem Falle undefiniert in dem Übergangsbereich angeordnet, wie es in Fig. 1 schematisch dargestellt ist. Durch die inverse Sitzwinkeldifferenz stellt sich eine Druckverteilung an dem aus der Axialrichtung versetzten Ventilglied ein, welche das Ventilglied wieder in die zentrische, axiale Lage zurückdrückt. Im Gegensatz dazu würde sich bei einem Kraftstoffeinspritzventil ohne inverse Sitzwinkeldifferenz eine Druckverteilung einstellen, durch welche das Ventilglied noch weiter aus der zentrischen, axialen Lage bewegt würde.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Kraftstoffeinspritzventil der gattungsgemäßen Art derart weiterzubilden, daß es durch axiale Ausrichtung des Ventilglieds ein symmetrisches Strahlbild und darüber hinaus einen definierten hydraulisch wirksamen Sitzdurchmesser, eine hohe Dämpfung des Ventilglieds und eine möglichst geringe Kavitationsgefährdung ermöglicht.

Diese Aufgabe wird bei einem Kraftstoffeinspritzventil der eingangs beschriebenen Art erfindungsgemäß durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst und hat den Vorteil, daß der hydraulisch wirksame Sitzdurchmesser insbesondere bei zunehmendem Verschleiß des Kraftstoffeinspritzventils durch die an den Übergangsbereich stromaufwärts im dem Ventilglied ausgebildete radiale, hinterschnittförmige Ausnehmung und die inverse Sitzwinkeldifferenz maximal bis zu der stromaufwärtsseitigen Ventildichtkante "wandern" kann. Auf diese Weise wird ein präzise definierter hydraulisch wirksamer Sitzdurchmesser an der stromaufwärtsseitigen Ventildichtkante erzielt.

Der Abstand zwischen der stromaufwärtsseitigen Ventildichtkante und der stromabwärtsseitigen Ventildichtkante des Übergangsbereichs wird dabei so gewählt, daß die stromaufwärtsseitige Ventildichtkante des Übergangsbereichs den hydraulisch wirksamen Sitzdurchmesser bildet. Der Abstand kann durch Versuchsmessungen und/oder Rechnungen bestimmt werden.

Ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzventils für Brennkraftmaschinen sind in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert.

In der Zeichnung zeigen:

Fig. 1 schematisch den hydraulisch wirksamen Sitzdurchmesser bei einem aus dem Stand der Technik bekannten Ventil;

Fig. 2 ein von der Erfindung Gebrauch machendes Kraftstoffeinspritzventil und

Fig. 3 eine vergrößerte Ausschnittdarstellung des in Fig. 2 dargestellten Kraftstoffeinspritzventils.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

Ein in Fig. 1 bis Fig. 3 dargestelltes Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen weist einen zylindrischen Ventilkörper 1 auf, der mit seinem freien unteren Ende in einem nicht dargestellten Brennraum der mit Kraftstoff zu versorgenden Brennkraftmaschine ragt. Im Ventilkörper 1 ist eine axiale Sackbohrung 3 vorgesehen, in der ein kolbenförmiges Ventilglied 5 axial verschiebbar geführt ist. Das Ventilglied 5 weist an seinem unteren, brennraumnahen Ende eine konische Ventildichtfläche 7 auf, mit der es zur Steuerung eines Einspritzquerschnitts mit einer konischen Ventilsitzfläche 9 am brennraumseitigen Ende des Ventilkörpers 1 zusammenwirkt, die am nach innen kragenden geschlossenen Ende der Bohrung 3 gebildet ist und von der Einspritzöffnungen 6 in den Brennraum der Brennkraftmaschine ausgehen. Die Ventildichtfläche 7 ist dabei wie insbesondere aus Fig. 3 hervorgeht, in einen oberen Bereich 71 und in einen unteren Bereich geteilt. Zwischen dem oberen Bereich 71 und dem unteren Bereich 72 ist ein Übergangsbereich 73 ausgebildet. Der Winkel, der sich aus der Differenz zwischen Übergangsbereich 73 und Ventilsitzfläche 9 ergibt, muß kleiner sein als der Winkel, der sich aus der Differenz zwischen Ventilsitzfläche 9 und dem unteren Bereich 72 ergibt (inverse Sitzwinkeldifferenz). Benachbart zu dem stromabwärtsseitigen Bereich 72 sind in dem Ventilkörper 1 Einspritzöffnungen 20 vorgesehen. Der stromaufwärtsseitige Bereich 71 der Ventildichtfläche weist eine radiale, hinterschnittförmige Ausnehmung 74 auf. Diese bildet einen Raum, der von einer an dem Ventilkörper 1 ausgebildeten Kante 75 stromaufwärtsseitig begrenzt wird. Der Übergangsbereich 73 wird durch eine stromaufwärtsseitige Ventildichtkante 73a und eine stromabwärtsseitige Ventildichtkante 73b begrenzt, die derart benachbart zueinander angeordnet sind, daß der hydraulisch wirksame Sitzdurchmesser bei einem Schließvorgang mit der stromaufwärtsseitigen Ventildichtkante 73a zusammenfällt. Aufgrund dieses definierten hydraulisch wirksamen Sitzdurchmessers wird eine resultierende radiale Kraft auf das Ventilglied verhindert, die bei dem in Fig. 1 dargestellten undefiniert verlaufenden hydraulisch wirksamen Sitzdurchmesser 90 auftritt.

Die Auslegung des Abstands der beiden Ventildichtkanten 73a und 73b wird experimentell und auf der Grundlage von Rechnungen ermittelt. Bei einer maximalen Schließkraft von 1250 N, die experimentell bestimmt werden kann, ergibt sich beispielsweise eine Durchmesserendifferenz von ungefähr 0,15 mm bei einem geometrischen Sitzdurchmesser von 2 mm. Bei diesem minimalen Übergangsbereich, d. h. bei dieser minimalen Sitzangleichsfläche ist auf jeden Fall gewährleistet, daß der hydraulisch wirksame Sitzdurchmesser genau mit der Ventildichtkante 73a zusammenfällt.

Durch die radiale Ausnehmung 74 im Ventilglied 5 wird ein Dämpfungsraum geschaffen, der eine sehr hohe Dämpfung

fung des Ventiltglieds 5 bei einem Schließvorgang ermöglicht. Dabei wird vorzugsweise der Winkel, der den Dämpfungsraum einschließt, so gewählt, daß er größer ist als der Körpersitzwinkel. Auf diese Weise entsteht im geschlossenen Zustand ein Dämpfungsraum, der einen Effekt ähnlich dem eines Segels hervorruft und ein Druckpolster beim Schließen des Ventiltglieds 5 erzeugt, das die Dämpfung des Ventiltglieds 5 verstärkt. Bei einem Schließvorgang des Kraftstoffeinspritzventils wird der in dem Dämpfungsraum angeordnete Brennstoff verdrängt und strömt über den zwischen dem Ventiltglied 5 und der Kante 75 gebildeten Spalt stromaufwärtsseitig aus dem Dämpfungsraum. Der Dämpfungseffekt wird aufgrund des durch den Spalt erzeugten Strömungswiderstands beim Schließvorgang erzeugt. Die stromaufwärtsseitige Kante 75 wird dabei so ausgelegt, daß sie im Extremfall bei vollständiger Deformation des Ventiltglieds keinen Abstand zum Ventilkörper 5 aufweist. Aus dieser Dämpfung resultiert eine geringere Kuppenbelastung.

Ein derartiges Kraftstoffeinspritzventil weist ferner den Vorteil auf, daß der Blasenkollaps der Kavitationsblasen vorzugsweise im Bereich stromaufwärts der Kante 75 erfolgt, da die von der Einspritzpumpe herrührenden Druckwellen durch die Kante 75 von dem Übergangsbereich ferngehalten werden. Dadurch kommt es nicht zur Schädigung des Sitzbereichs.

Der (nicht dargestellte) Ventihaltekörper tendiert zu einem Öffnungsdruckabfall, wohingegen das Ventiltglied 5 wegen der inversen Sitzwinkeldifferenz zu einem Öffnungsdruckanstieg tendiert. Es treten gegenläufige Effekte auf, die sich zum Teil wieder aufheben. Hierdurch steigt die Lebensdauer des Kraftstoffeinspritzventils.

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen mit einem in einer Bohrung (3) eines Ventilkörpers (1) axial verschiebbaren Ventiltglied (5), das an seinem dem Brennraum der Brennkraftmaschine zugewandten Ende eine konische Ventildichtfläche (7) aufweist, mit der es mit einer konischen Ventilsitzfläche (9) am brennraumseitigen geschlossenen Ende der Bohrung (3) des Ventilkörpers (1) zusammenwirkt, wobei die konische Ventildichtfläche (7) am Ventiltglied (5) in zwei unterschiedliche Kegelwinkel aufweisende Bereiche (71, 72) geteilt ist, an deren Übergang ein von einer stromaufwärtsseitigen und einer stromabwärtsseitigen Ventildichtkante (73a und 73b) begrenzter Übergangsbereich (73) gebildet ist, wobei die Differenz der Kegelwinkel des Übergangsbereichs (73) und der Ventilsitzfläche (9) kleiner ist als die Differenz der Kegelwinkel des stromabwärtsseitigen Bereichs (72) und der Ventilsitzfläche (9) (inverse Sitzwinkeldifferenz), **dadurch gekennzeichnet**, daß sich an den Übergangsbereich (73) stromaufwärts eine in dem Ventiltglied (5) ausgebildete radiale Ausnehmung (74) anschließt, die von der stromaufwärtsseitigen Dichtkante (73a) des Übergangsbereichs (73) und von einer zu dem Ventilkörper (1) ausgebildeten Kante (75) begrenzt ist.
2. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die den Übergangsbereich (73) begrenzenden Ventildichtkanten (73a, 73b) so eng benachbart zueinander angeordnet sind, daß die stromaufwärtsseitige Ventildichtkante (73a) einen hydraulisch wirksamen Sitzdurchmesser bildet.

- Leerseite -

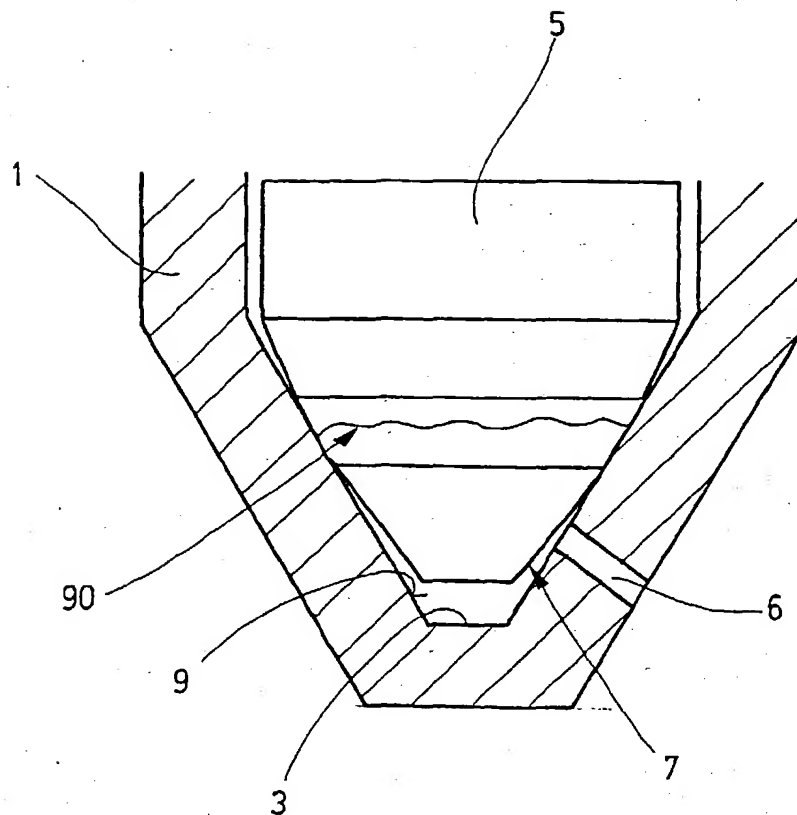


Fig.1

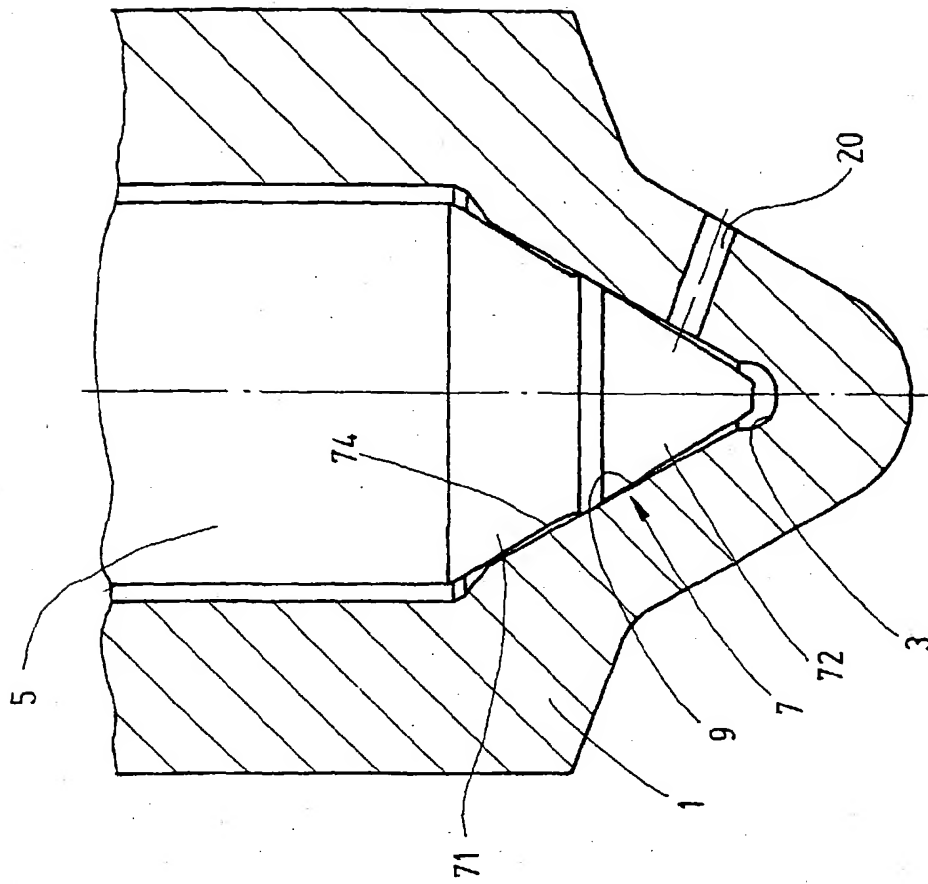


Fig. 2

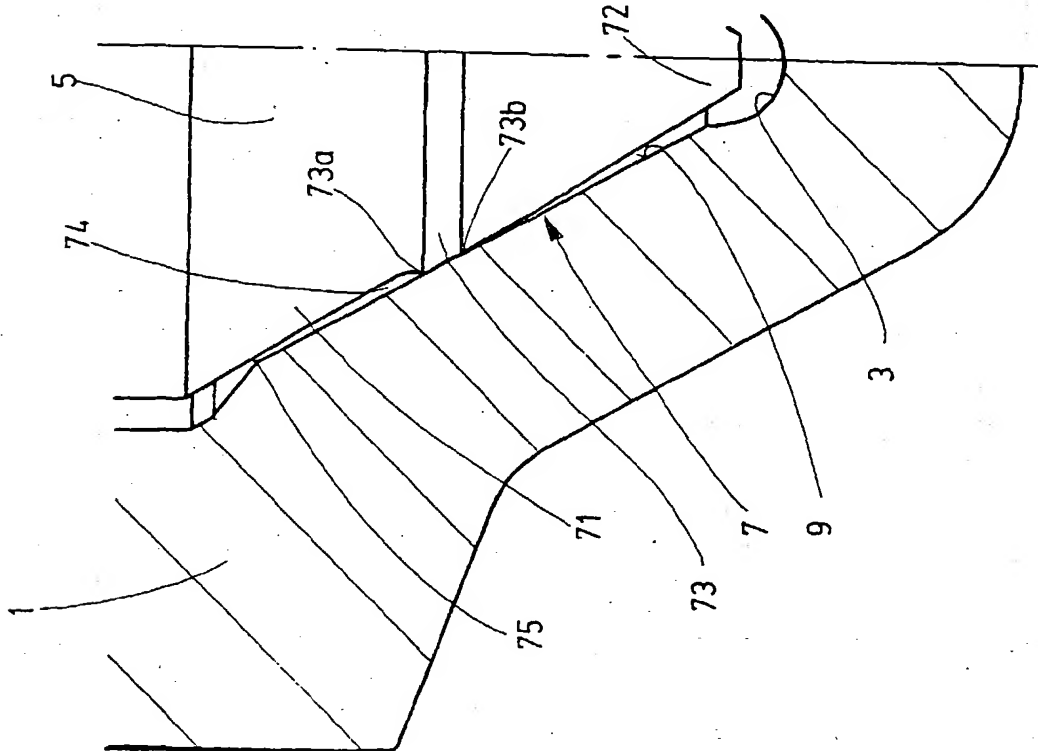


Fig. 3